


ALTERNATE FUELS USE IN A VEHICULAR GAS TURBINE

by



Nicholas R. Marchionna
Chief, Advanced Combustor Design
Avco, Lycoming Division
550 South Main Street
Stratford, Connecticut 06497

AD-P003 135

Practical aspects of combustor design for the use of alternate fuels in the AGT 1500 vehicular gas turbine engine are discussed. Engine performance test results are related to laboratory data and to combustor component performance over the range of engine operating conditions. Fuel effects on starting and low power efficiency are related to atomizer performance and to drop size distribution. Smoke emissions are correlated with fuel characteristics, engine operating conditions, and combustor primary zone design parameters. Results are presented for fuels ranging from gasoline to No. 6 oil.

INTRODUCTION

The ability of military vehicles to use alternative fuels can provide significant tactical advantages. The U.S. Army's new M-1 tank, powered by the AGT1500 gas turbine engine, was designed to operate on fuels ranging from gasoline to diesel fuel. A special feature of the design to assist operation on fuels of varying heating value is an electronic fuel control which senses engine speed and temperature and automatically adjusts fuel flow rate to make power. Figure 1 shows an illustration of the AGT1500 engine. This engine contains a two spool compressor/turbine with a free power turbine driving a reduction gearbox connected to the transmission. A recuperator on the exhaust of the engine heats up combustor inlet air to improve cycle efficiency. Another important feature of the engine for fuel economy is variable geometry power turbine inlet guide vanes which allow the gas producer to run at near peak efficiency over most of the engine cycle. An accessory gearbox is attached to the gas producer to provide a starting motor, hydraulic power, and fuel pumping capability.

The AGT1500 engine has a single can combustor, fuel nozzle and a scroll to distribute the hot combustor gas circumferentially to the turbine. Minimizing the number of fuel nozzles is an important consideration in the design of small gas turbines so that fuel passages can be made as large as possible. This is necessary in order to pass contaminated fuel and to keep the fuel nozzle as cool as possible, especially required with a recuperative operating cycle.

The recuperative cycle of the AGT 1500 assists in the achievement of two major design considerations for vehicular application: good flame stability and high combustion efficiency. Both are achieved in large measure by high combustor inlet air temperature which exceeds 600°F at idle and is close to 1000°F at full power. This cycle advantage, while assisting in the burning of alternative fuels, requires special consideration in the design of the liner wall cooling.

Figure 2 shows a cross section of the combustor up to the location where it discharges into the scroll. The liner wall

cooling design contains short louvers for high cooling effectiveness. The louver material is thoria dispersed nickel (TDNi) for high strength. In order to enhance multifuel capability by reducing flame radiation, the fuel injector is an air blast design. The injector receives its air directly from the compressor discharge which is at a slightly higher pressure and considerably cooler than the recuperator return air which goes to the rest of the combustor. A pressure atomizing pilot injector is used for starting. This injector is located directly in the center of the air blast fuel nozzle and operates continuously while the engine is running.

The combustor system design and development for the use of alternate fuels was strongly supported by the U.S. Army Tank and Automotive Command, ref 1-5.

STARTING

One of the most critical aspects of combustor design for highly viscous alternate fuels is getting the engine started. Problems can arise in both ignition and the acceleration region between ignition and idle. Starting can be affected because fuels can have up to two orders of magnitude variation in viscosity as shown in figure 3 for different fuels and different fuel temperatures. Viscosity has a significant effect on flow Reynolds number which, in turn, can affect the discharge coefficients of fuel system components such as the fuel metering valve and the fuel injector. Increasing viscosity can affect discharge coefficients in different ways.

Early experience with the AGT1500 operating on No. 4 oil indicated reduced flow from the fuel control to the combustor in the starting region due to low Reynolds numbers in the fuel control valving. The shape of the metering valve stem was changed to increase the Reynolds number and thereby reduce the sensitivity to viscosity. Figure 4 shows calibration data for the early design and for the modified design on viscosities ranging from 2 to 20 centistokes. In the starting fuel flow region where the objective was to supply 74 pph, the viscosity sensitive design provided only half the required flow with a fuel viscosity of 15 centistokes. A modified design provides a significant improvement by delivering 85 percent of the required value at a viscosity of 15 centistokes.

Fuel injector performance is also sensitive to viscosity. The discharge coefficient of a pressure atomizing injector usually increases with increasing fuel viscosity so that the same volumetric flow passes with less pressure drop. As a result of low pressure drop, atomization quality is sharply reduced. The deleterious effect of poor atomization on ignition has been shown to be very significant. With everything else being equal, Ballal and Lefebvre, ref 6, have shown that the Minimum Spark Energy required for ignition varies to the 4.5 power on Sauter Mean Diameter (SMD), which is a measure of the spray's volume-to-surface ratio. If sufficient ignition energy is available, but the spray drops are so big that evaporation controls the growth of the spark kernel, then the minimum fuel flow required for ignition would be expected to vary with the total surface area of the drops. If the surface area alone were sufficient to define the fuel flow required for ignition at a given aero-dynamic condition, then, at the ignition limit, the required fuel flow (W_{fR}) would vary directly with the SMD.

$$\text{Surface Area} \sim W_f / \text{SMD} = \text{Constant}$$

then

$$W_{fR} \sim SMD \quad \text{EQ 1}$$

For a pressure atomizing nozzle, SMD is most affected by three parameters: fuel viscosity (N), pressure drop (ΔP), and volumetric flow rate (W_f/ρ). A typically empirical equation for SMD is:

$$SMD \sim N^{.22} (W_f/\rho)^{.21} / \Delta P^{.5} \quad \text{EQ 2}$$

Orifice discharge coefficients may be related to flow rate (W_f), density (ρ), and pressure drop by

$$C_D \sim W_f / (\rho \Delta P)^{.5} \quad \text{EQ 3}$$

so that the SMD is found to be a function of viscosity, discharge coefficient and flow rate by combining equations 2 and 3.

$$SMD \sim N^{.22} C_D \rho^{.29} / W_f^{.79} \quad \text{EQ 4}$$

The required fuel flow can then be related to SMD, EQ 1, as:

$$W_{fR} \sim SMD \sim N^{.22} C_D \rho^{.29} / W_f^{.79}$$

and at the ignition limit when $W_{fR} = W_f$

$$W_{fR} \sim N^{.123} C_D^{.36} \rho^{.162} \quad \text{EQ 5}$$

For fuel nozzles which have no change in discharge coefficient with viscosity the effect of an order of magnitude change in viscosity (i.e. 1.5 to 15 centistokes) would require 33% more fuel for ignition:

$$W_{fR} \sim N^{.123} \text{ or } 10^{.123} = 1.33 \quad \text{EQ 6}$$

However, if the discharge coefficient also increases with viscosity, considerably more fuel would be required. Figure 5 shows the viscosity sensitivity of the initial design of the pilot nozzle used for starting the AGT 1500. As originally designed the flow number (used as a measure of discharge coefficient) varies with viscosity to the .18 power over the range from 2 to 20 centistokes. As indicated by Equation 5, this would require still more fuel flow for ignition:

$$W_{fR} \sim N^{.123} (N^{.18})^{.36} = N^{.224} \quad \text{EQ 7}$$

for an order of magnitude increase in viscosity, the requirement would be 67% more fuel flow for ignition. A redesign of the nozzle swirl chamber reduced its viscosity sensitivity to a very low value as shown in figure 5.

The minimum fuel flow required for ignition is shown in Figure 6 as a function of viscosity for a variety of fuels in a development AGT 1500 combustor. The operating condition is at a typical ignition air flow rate of 1200 pph and data are taken using the initial fuel nozzle design. The required fuel flow in the viscosity

range from 2 to 12 centistokes follows the trend expected from Equation 7. However, above 12 centistokes, considerably more fuel flow is required than expected from the above analysis.

It is hypothesized that the large increase in required fuel flow above 12 centistokes is related to evaporation effects because of the similarity of the curves to blowout data also obtained with these fuels. Figure 7 shows the lean blowout data expressed as fuel air ratio for different air flow rates, inlet air temperature and fuels. The same functions of viscosity which correlate the ignition data fit these blowout data as well. The results indicate that the assumptions and possibly the expressions for drop size calculation are not valid for viscosities over 12 centistokes. The assumption of equivalent surface area, for example, may not be as important as the number of drops per unit volume or the number of small drops. Laboratory investigations in the past have shown that the presence of small drops is crucial to the ignition process. Recently, an analytical investigation, by Zhou, ref 7, has come to the same conclusion.

EFFICIENCY

The combustor efficiency required for starting a gas turbine must be high and vary only slightly if starts are to be successful with both a cold and warm engine. Otherwise, the mass of fuel sufficient to start a cold engine would overheat a warm engine. In order to achieve high starting efficiency, the secondary portion of the nozzle must have a fine spray when fuel is introduced. This is achievable with high air to fuel ratios in an air blast fuel injector.

Lefebvre, ref 8, shows that drop size of the air blast injector can be described as

$$\begin{aligned} \text{SMD} = & 3.33 \times 10^{-3} (\sigma_L \rho_L D_P / \rho_A^2 V_A^2)^{.5} (1 + W_L/W_A) + \dots \quad \text{EQ 8} \\ & + 13.0 \times 10^{-3} (N_L^2 / \sigma_L \rho_L)^{.425} D_P^{.375} (1 + W_L/W_A)^2 \end{aligned}$$

where σ is the surface tension
 N is the viscosity
 W is the mass flow rate
 D_P is a characteristic orifice dimension.
 V is the velocity
 and the subscripts A and L refer to the air and liquid fuel respectively

The first term of this equation accounts for surface tension effects when the viscosity is low. With high viscosities, the second term dominates the equation and the effect of the liquid to air ratio (to the second power) becomes an influential effect. In the starting region where only a little additional fuel is required to reach idle, the air blast type injector can provide a low SMD to obtain high efficiency. Figure 8 shows measured drop size distribution in the ignition and starting region using DF-2 with the current production injector. As the air density increases, as the engine approaches idle, the SMD decreases due to a reduction in the first term of the air blast equation above.

The efficiency of the AGT1500 combustor in the ignition and starting region is plotted against the kinetic correlating theta parameter in figure 9 with DF-2 fuel. Efficiency is over 95% for most of the region. As the engine accelerates to idle, combustor operating conditions increase the value of theta since the pressure

and temperature terms increase more rapidly than the air flow rate. As a result, combustor efficiency continues to increase with increasing power.

Efficiency over the entire engine operating range from idle to full power is shown in figure 10 for fuels include gasoline, JP-4, DF-2, and No. 4 oil (unheated) which cover a range of viscosities from 0.5 to 42 centistokes and a wide range of boiling point temperatures. For most conditions, efficiency does not appear to be limited by drop size, droplet evaporation, or by reaction kinetics. Since combustion efficiency is normally classified as being limited by either evaporation, kinetics, or mixing, it is concluded that mixing remains the limiting parameter in this combustor system at operating conditions from idle to full power.

SMOKE

Exhaust smoke characteristics for the production AGT 1500 engine are shown in figure 11 for DF-2, the fuel usually burned in the M-1 tank. The smoke plume from the exhaust is invisible for all running conditions with an SAE smoke number of under 45. The engine specification limit of 30 ensures that there is adequate margin in meeting the requirement of an invisible exhaust smoke requirement.

The change in smoke number with power level is curiously different from many gas turbine engines because of the peak in smoke in the low power region where the engine is operating below its peak fuel-air ratio. It is hypothesized that this peak level is the result of the competition between soot production and soot oxidation, with oxidation predominating above the mid power range where flame temperatures are highest. Variability in the smoke data can occur with variations in the engine's variable power turbine geometry whose main effect on the combustor is to increase air flow and decrease inlet air and flame temperature when opened at constant power setting. Early work in the Full Scale Engine Development Phase showed that decreasing inlet air and flame temperature increased smoke considerably. That work also demonstrated that smoke can be controlled by the well known technique of adjusting stoichiometry and mixing in the combustor recirculation zone. Figure 12 shows a correlation of the Maximum Smoke Number (MSN) with primary jet hole diameter, D , and location from the fuel injector.

L. The correlating parameter D^{**} is based on jet penetration proposed by NREC, ref 9, for the primary zone. The correlation strongly implies that smoke is formed in the apex of the fuel nozzle spray where mixing is low and the fuel air ratio is high. This correlation was obtained with changes in both hole location, hole diameter, and number but without changes in combustor liner pressure drop. It suggests that similar results could be obtained by changes in liner design to increase pressure drop in order to achieve the same jet penetration.

The Maximum Smoke Number has been found ref. to correlate well with fuel aromatic content which has been suggested by Blazowski to be the result of fast condensation reactions of the aromatics, ref 10. Figure 13 shows the correlation with JP-4, DF-2, and unleaded gasoline. The analysis of the Amoco Supreme unleaded automotive gasoline was performed by Phoenix Labs. This type of gasoline was typical of blends used in the mid 1970's to achieve high octane without lead. As a result, the aeromatic content was increased with an accompanying decrease in hydrogen and heating value.

Once fuel evaporation or combustion kinetics begin to become influenced by fuel quality, the smoke number measurement can behave inconsistently. Figure 14 shows smoke measurement taken while burning No. 4 oil in the engine. Soot generated smoke has dropped

considerably and is more nearly constant with power level. Coke build up on primary zone liner wall surfaces increased because of delayed evaporation and fuel impingement on the liner walls. The reduced evaporation rate moves the combustion zone downstream where more air is available to reduce fuel rich pockets and thereby reduces smoke.

WALL TEMPERATURE

The effect of various fuels on wall temperature has been under serious investigation in several alternative fuel programs, ref 11. Since a change in flame radiation is the source of variation in wall temperature, it is reasonable to expect that flame temperature and fuel chemistry (as it effects flame emissivity) are the major variables. It is difficult however to separate these two variables since they have strong interactions with each other. Moreover, evaporation and kinetics can vary with stoichiometry which is determined by combustor geometry. The geometry effects make engineering correlations particularly difficult.

Despite the entanglement of variables that affect flame radiation, Oiler, ref 12, has correlated wall temperature against fuel hydrogen content, which works as well as other fuel characteristics in most cases. This variable is used in figure 15 in an attempt to correlate two combustor configurations with a variety of fuels. The development combustor configuration is the same one for which engine smoke data is presented in figure 13 and appears to correlate a reduction in wall temperature with increasing hydrogen content. However, the production configuration tests with two shale fuels do not follow the same trend. It is noteworthy that the problems encountered with this type of correlation normally occur with low hydrogen content fuels when the fuel chemistry changes from a simple paraffinic structure to a more complex multi-bonded (ie. aromatic) structure.

Figure 16 shows the same data using aromatic content as a correlating parameter. All the data now follow the trend of increasing wall temperature with increasing aromatics. This is similar to the trend found with the smoke data and strongly supports the hypothesis that the increased radiation is linked to an increase in gas phase soot production in this combustor. The differences in wall temperature level coincide with configuration changes in the combustor primary zone which gave lower wall temperature with less smoke.

CONCLUSIONS

The AGT1500 engine was designed to operate on a variety of fuels from gasoline to DF-2. Laboratory engine tests have shown satisfactory operation with these fuels without any fuel control compensating devices. This fuel tolerance has been achieved by a fuel system designed to minimize the viscosity effects in the fuel. The fuel is finely atomized and droplet evaporation does not limit combustion. In addition, the recuperative engine cycle provides sufficiently high temperature so that combustion is not limited by reaction rate. As a result, the combustor exhibits acceptably small change in efficiency, smoke, and wall temperature within the normal variation of these fuel types.

References

1. Marchionna, Nicholas, Watkins, Sidney, and Opdyke, George Jr., "Turbine Fuel Tolerance Study", TACOM Technical Report No. 12090, October 1975.
2. Marchionna, Nicholas, and Opdyke, George Jr., "Turbine Fuel Tolerance Study, Phase II", TACOM Technical Report No. 12191, August 1976.
3. Marchionna, Nicholas R., Opdyke, George Jr., Hudson, Rodney, and Hubbard, Arthur S., "Turbine Fuel Tolerance Study Initial Engine Tests: No. 4 Oil", TARADCOM Technical Report No. 12272, April 1977.
4. Marchionna, Nicholas, R., "Turbine Fuel Tolerance Study: Multi-fuel Engine Tests", TARADCOM Technical Report No. 12392, July 1978.
5. Cramer, Paul; Marchionna, Nicholas "AGT1500 Production Engine Alternate Fuels Capability", TACOM Technical Report No. 12671, in publication.
6. Ballal, D.R., and Lefebvre, A.H., "Ignition and Flame Quenching of Flowing Heterogeneous Fuel-Air Mixtures", Combustion and Flame 35:155-168 (1979).
7. Zhou, X-Q; Chiu, H; "Spray Group Combustion Processes in Air Breathing Propulsion Combustors", AIAA/SAE/ASME 19th Joint Propulsion Conference, AIAA 83-1323, June 1983.
8. Lefebvre, Arthur H. "Airblast Atomization", Prog Energy Combustion Science Vol 6 pp 233-261.
9. The Design and Performance Analysis of Gas Turbine Combustion Chambers by Northern Research and Engineering Corp, NREC Report No. 1082-1, 1964.
10. Blazowski, W.S., "Dependence of Soot Production on Fuel Blend Characteristics and Combustion Conditions", Journal of Engineering for Power, Vol 102, April 1980.
11. General Electric Co. Aircraft Engine Business Group "Evaluation of Fuel Character Effects on J79 Smokeless Combustor", AFWAL TR-80-2092, November 1980.
12. Oiler, T.L., Gleason, C.C., Kenworthy, M.J., Cohen, J.D., and Bahr, D.W. of General Electric Co, "Fuel Mainburner/Turbine Effects" AFWAL-TR-81-2100, May 1982.

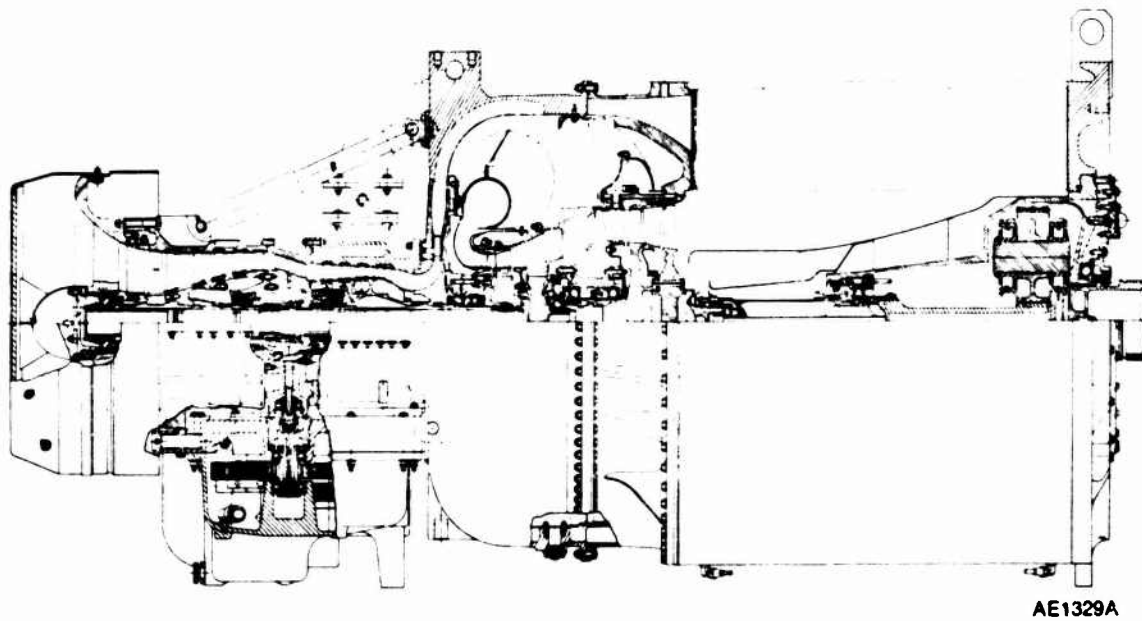
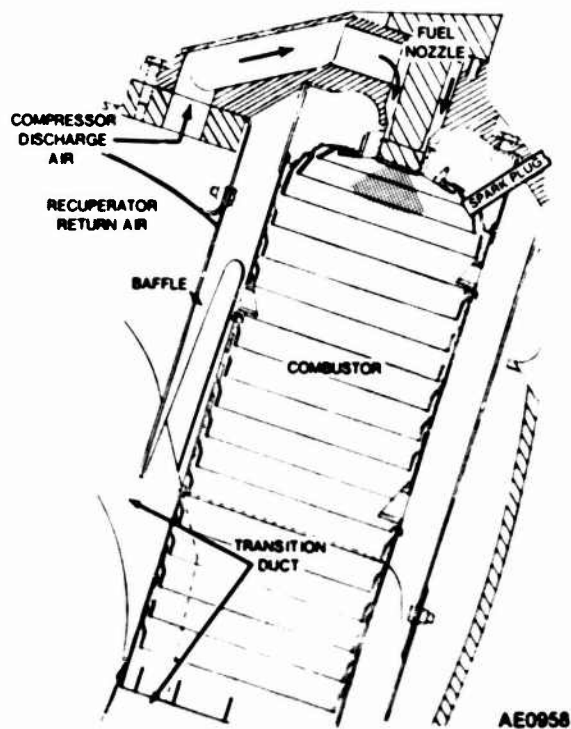
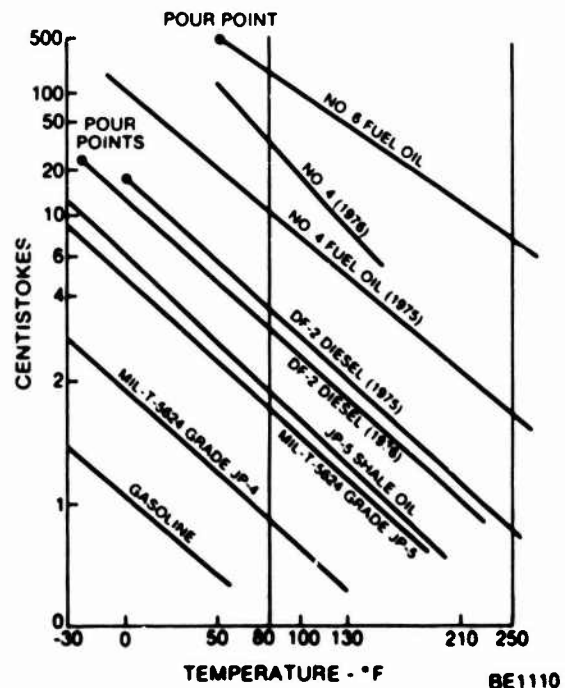


FIGURE 1 - AGT 1500 ENGINE

FIGURE 2 - MULTI-FUEL COMBUSTOR
INSTALLATION IN
AGT 1500FIGURE 3 - VISCOSITY - TEMPERATURE
CHARACTERISTICS OF
FUELS

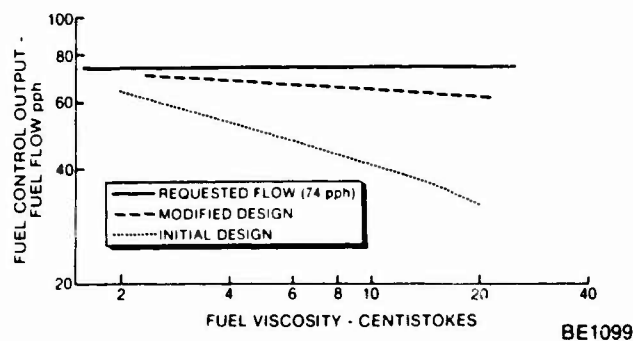


FIGURE 4 - FUEL CONTROL OUTPUT vs VISCOSITY

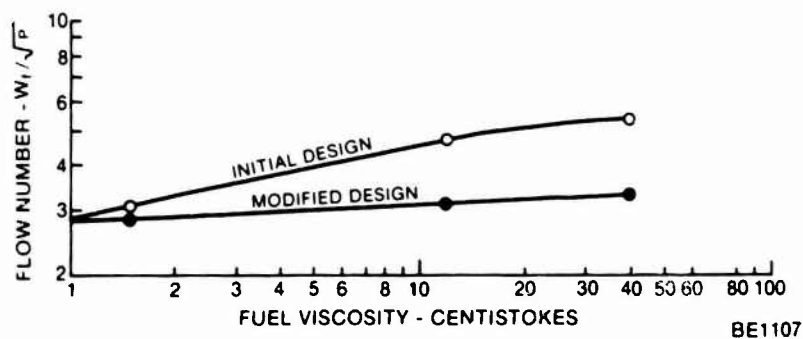


FIGURE 5 - EFFECT OF FUEL VISCOSITY ON PILOT FLOW NUMBER

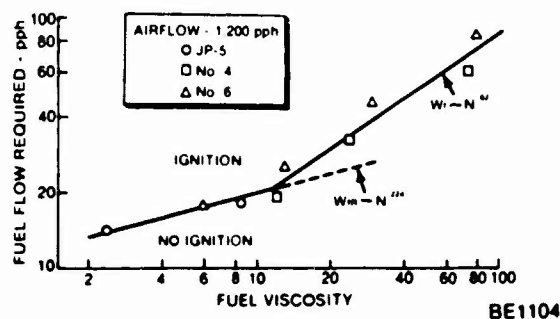


FIGURE 6 - FUEL FLOW REQUIRED FOR IGNITION

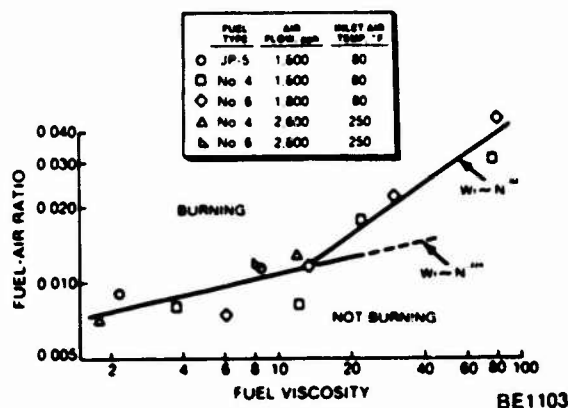


FIGURE 7 - BLOWOUT FUEL-AIR RATIO AS A FUNCTION OF FUEL VISCOSITY

AGT 1500 PRODUCTION FUEL INJECTOR

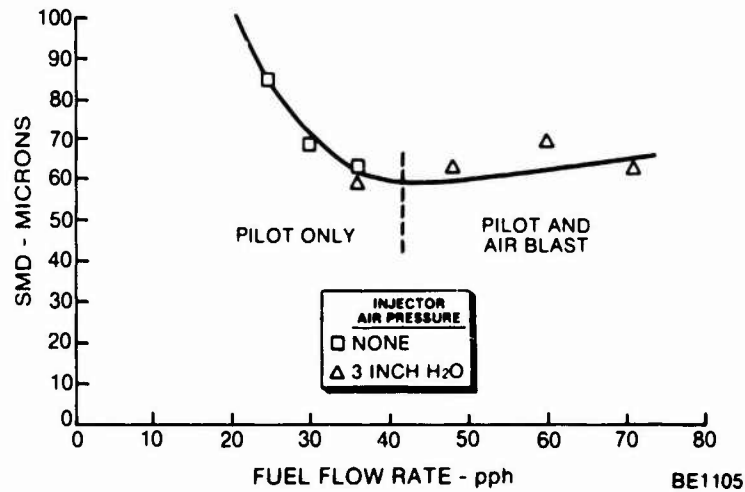


FIGURE 8 - MEASURD SMD vs FLOW RATE, DF-2 FUEL

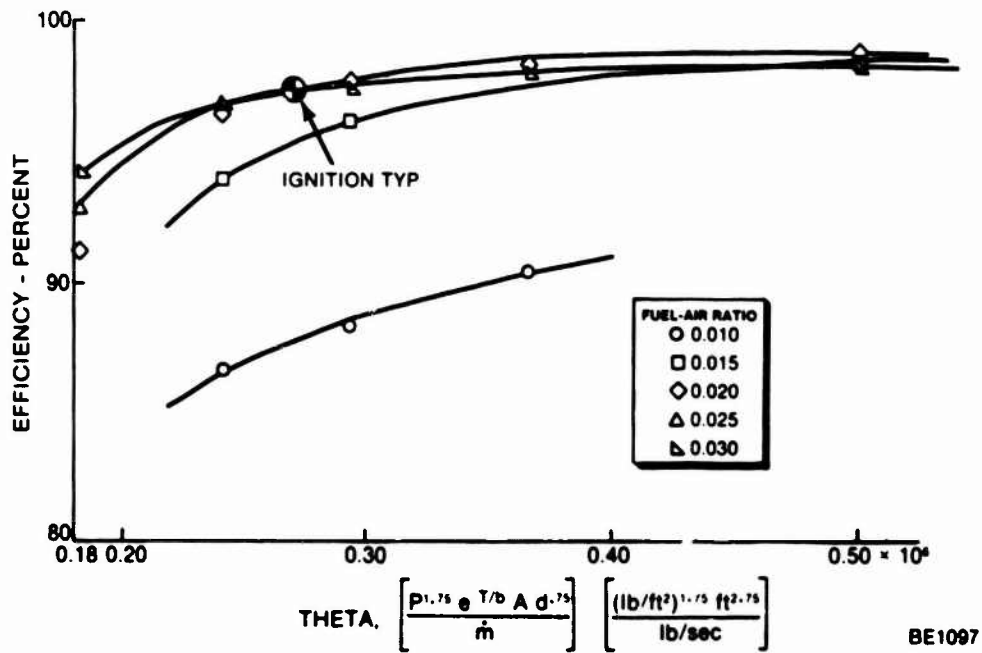


FIGURE 9 - COMBUSTION EFFICIENCY vs THETA PARAMETER

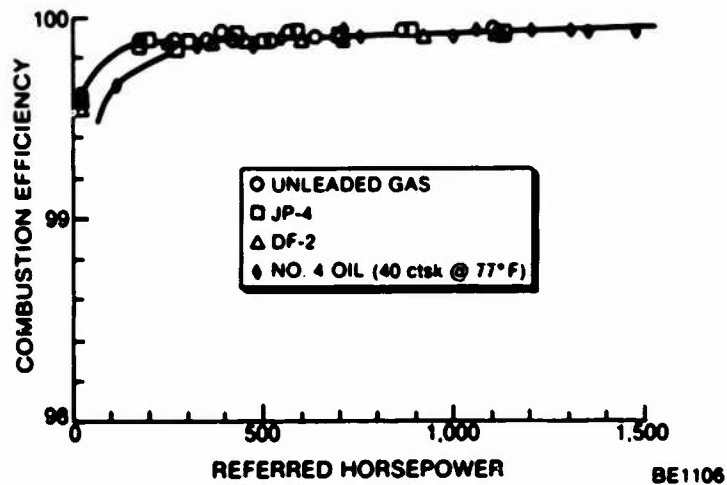


FIGURE 10 - MULTI-FUEL COMBUSTION EFFICIENCY

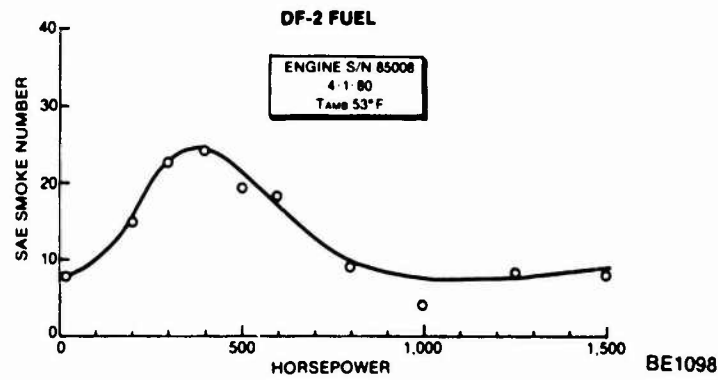


FIGURE 11 - AGT 1500 SMOKE NUMBER, DF-2 FUEL

**AGT 1500 MAXIMUM SMOKE NUMBER CORRELATION
WITH PRIMARY ZONE GEOMETRY
DF-2 FUEL**

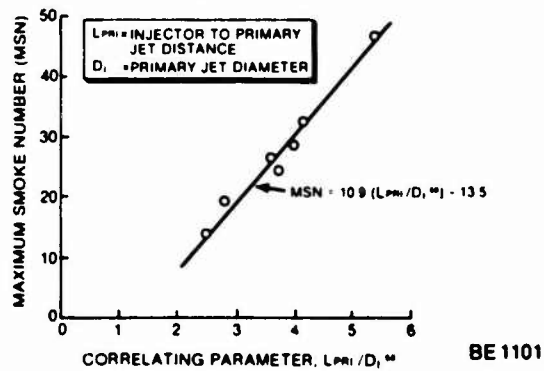


FIGURE 12 - EFFECT OF GEOMETRY ON MAXIMUM SMOKE NUMBER

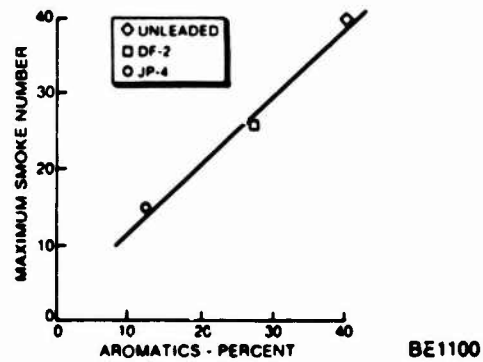


FIGURE 13 - EFFECT OF AROMATICS ON SMOKE NUMBER

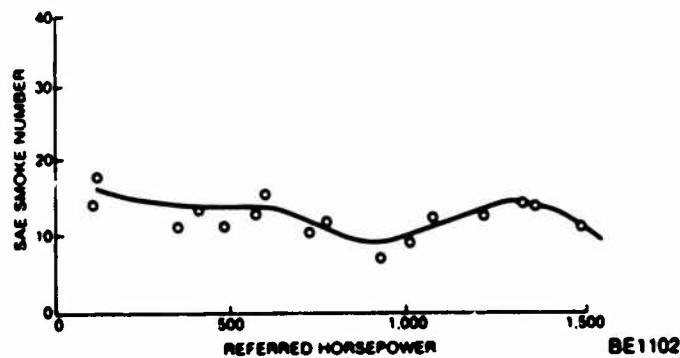


FIGURE 14 - SMOKE NUMBER WITH NO. 4 OIL

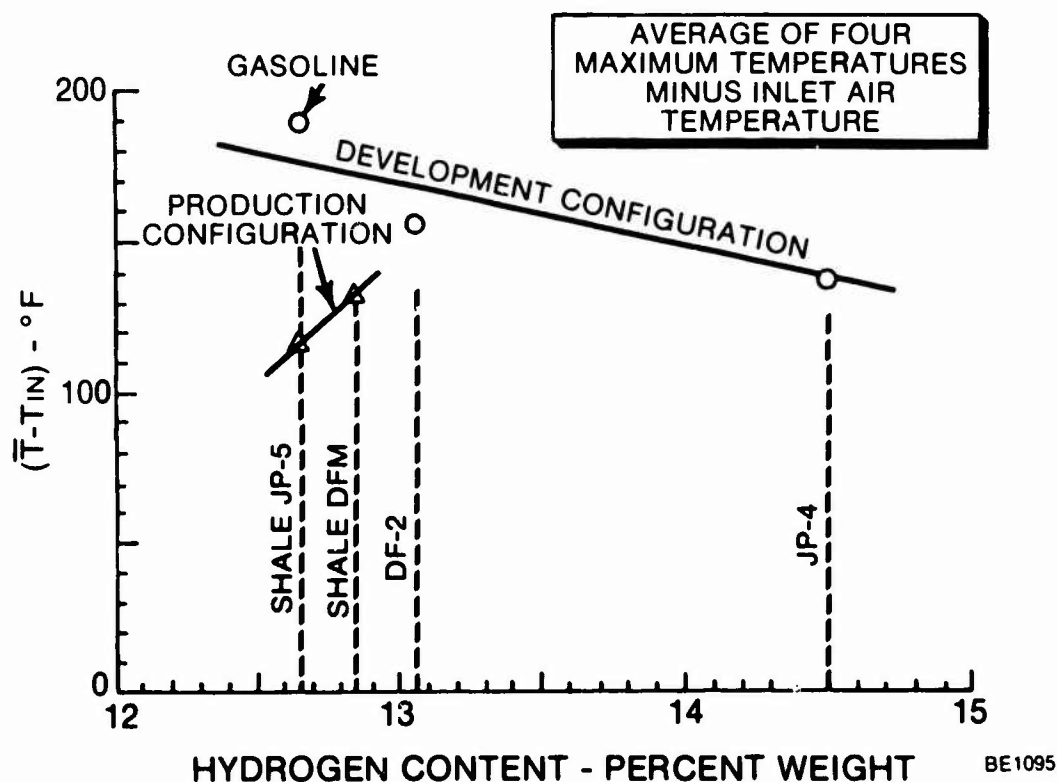


FIGURE 15 - EFFECT OF GEOMETRY ON MAXIMUM SMOKE NUMBER

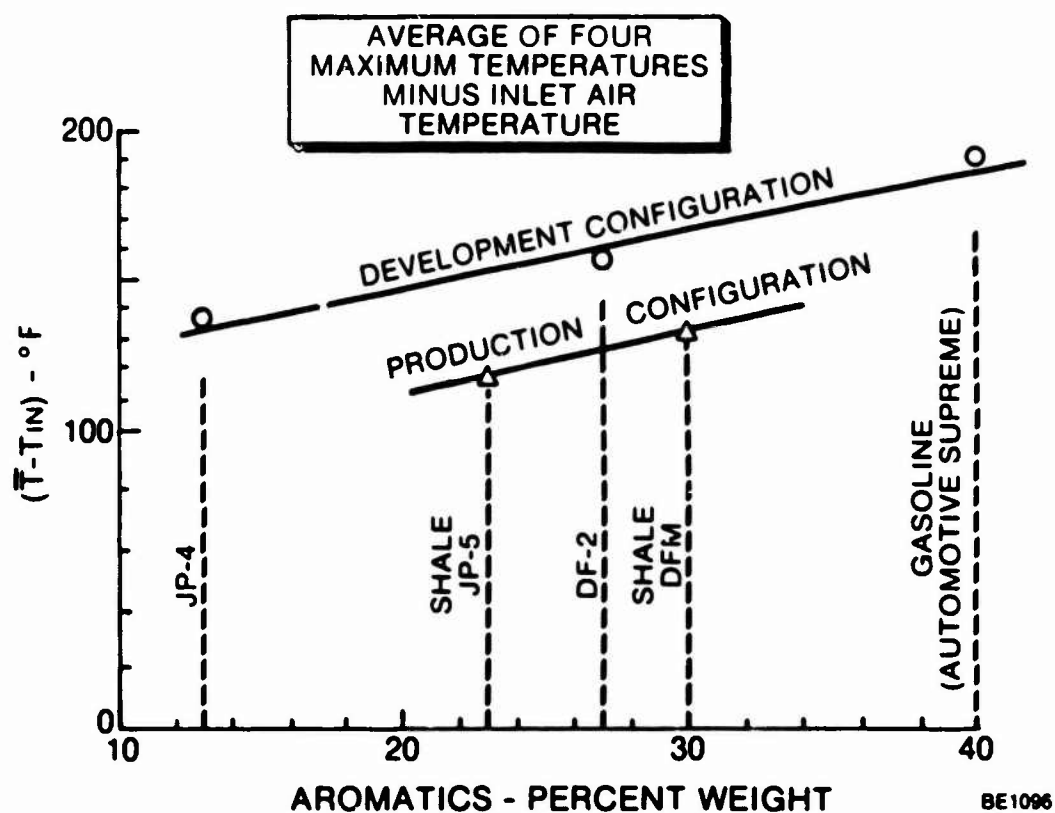


FIGURE 16 - AGT 1500 EFFECT OF AROMATICS ON SMOKE NUMBER

DISCUSSION

C.Moses, US

The anomaly shown in Figure 15 may not be real. For the shale oil JP5 and DFM you show liner temperature increasing with hydrogen content. The change in H is too small for the range of your graph and the change in temperature shown may just be due to normal scatter, not hydrogen content. If you had tested a fuel with 14.5 percent hydrogen content in that project as well, the temperature may well have been slightly lower giving you a correlation line very similar to the upper line in the figure rather than with an opposite slope.

Author's Reply

Regretfully, only the two fuels were tested with the combustor configuration before the test rig and combustor were disassembled. The data do emphasize the need for accurate measurements of temperature, hydrogen content, and aromatics.

H.Saravanamuttoo, Ca

The application of the gas turbine to tank propulsion introduces several new operational problems. These include extended low power operation, many power changes, and perhaps most importantly continuous operation under conditions of heavy vehicle vibration and shock. Have these factors had any effect on engine and combustor durability?

Author's Reply

The application of a gas turbine to a vehicular application does impose a greater number of operating cycles per hour than an aircraft application. Moreover, the duty cycle is completely arbitrary and can contain many hours of continuous low power operation as well as high frequency maneuvers. (But when compared to a diesel engine, the gas turbine has been shown to be extraordinarily well suited to this application). Obviously, LCF limitations require that the engine be overhauled at shorter operating intervals than in an aircraft application. Vibration and shock have not been a problem.

E.Mularz, US

Please elaborate more on your Figure 11 which shows a peak in smoke number at an intermediate engine power condition.

Author's Reply

This characteristic has been faithfully repeated in laboratory tests and has been observed since the engine conception, covering all combustor designs and fuel injection techniques used in development. The peak is evident with fuels from Gasoline to Diesel Fuel Marine. The peak does *not* occur close to the peak in combustor fuel air ratio (which occurs at approximately 1200 horsepower). Variations in the amplitude of the peak generally scale with the rest of the smoke data. The biggest change in smoke number has been found to occur with variations in combustor inlet air temperature, increasing temperature causing a decrease in smoke. It is presumed that the shape of the curve is different from aircraft gas turbine engine smoke characteristics because of the can-scroll design and the recuperative cycle which delivers high inlet air temperature at low power conditions. It is hypothesized that the effect is caused by high evaporation rates which cause locally rich burning and smoke production to occur in the primary zone with subsequent oxidation reactions to occur the turbine, the path length is fairly long and the time for oxidation to occur at high temperatures is considerably longer than would be present in annular combustor designs. It is inferred therefore that the soot oxidation rate is lower than the production rate at idle but higher at power levels beyond the peak in the curve.

CONCEPTION D'UN FOYER A FLUX INVERSE POUR PETITES TURBOMACHINES

par

André MESTRE et Guy LAGAIN²

OFFICE NATIONAL D'ETUDES ET DE RECHERCHES AEROSPATIALES
B.P. n° 72 - 92322 CHATILLON Cedex (FRANCE)

SOMMAIRE

En vue de la réalisation d'un foyer à flux inversé pour petites turbomachines une étude préliminaire a été entreprise à la pression atmosphérique en absence du convergent à retour, afin de permettre l'observation directe de la zone de combustion et d'améliorer la configuration initiale avant la mise en oeuvre des mesures appropriées.

L'emploi de cannes à prévaporisation a permis d'obtenir des performances intéressantes pour le constructeur du point de vue répartition de température à la sortie du foyer, émissions de polluants, rendement de combustion.

DESIGN OF A COMBUSTION CHAMBERS WITH REVERSE FLOW FOR SMALL GAS TURBINES

SUMMARY

Test bench experimentation of reverse flow combustion chambers for small gas turbines was first oriented towards atmospheric operation in order to allow direct observation of the flame and corresponding movie pictures.

Two different types of fuel injection were compared : mechanical pulverisation and prevaporisation. The latter technique gives higher performance : better temperature distribution, lower emission of pollutants, higher efficiency. On the other hand, cold start seemed easier with mechanical injection. Therefore auxiliary fuel injectors had to be used.

NOTATIONS

- d : longueur de dilution
- \dot{m} : débit massique
- N : rapport de la vitesse de rotation à la vitesse maximale de rotation
- p : pression
- T : température
- \bar{T} : température moyenne arithmétique
- T_m : température maximale
- T_{m0} : température maximale du profil radial moyen
- V : volume du tube à flamme
- X : fraction molaire
- $LeCO$: indice d'émission de monoxyde de carbone

²Société TURBOMECA
Travail effectué sous contrat TURBOMECA.

Le_{GH} : indice d'émission d'hydrocarbures imbrûlés

Le_{NO} : indice d'émission de monoxyde d'azote

Le_{NOx} : indice d'émission des oxydes d'azote

α : rapport de mélange combustible-air

Δ : accroissement

\varnothing : diamètre

η : rendement enthalpique de combustion

θ : repère angulaire de sonde

INDICES

a : air

k : combustible

1 : collecteur d'air

2 : entrée foyer sauf indication contraire

3 : sortie foyer

1 - INTRODUCTION

Les petites turbomachines utilisées notamment pour la propulsion d'hélicoptères comportent un compresseur centrifuge entraîné au moyen d'une turbine axiale. La sortie du compresseur, dont le diamètre est sensiblement deux fois plus grand que celui de la turbine, conditionne le maître couple de la machine, et le volume disponible à la périphérie de la turbine peut être utilisé pour loger le chambre de combustion. Afin de réduire le porte à faux entre les deux roues, l'écoulement moyen dans le chambre de combustion subit un changement de direction égal à 180° , d'où l'appellation "foyer à flux inversé". L'emploi d'un tel foyer permet d'utiliser au mieux le volume disponible entre compresseur et turbine, il permet en outre un démontage simple du certer et du tube à flamme sans qu'il soit nécessaire de désaccoupler la turbine du compresseur lors des révisions, c'est-à-dire une réalisation moduleire du moteur.

L'étude d'un foyer nouveau au banc d'essai comporte en général une phase initiale de mise au point au cours de laquelle l'observation directe ainsi que la cinématographie de la zone de combustion (couleur, localisation de la flamme...) fournissent au spécialiste des éléments d'appréciation qui servent de guide pour retoucher et améliorer la configuration initiale event le mise en oeuvre des mesures appropriées. Dans le cas du foyer à flux inversé, l'observation de la flamme étant exclue par la présence du convergent à retour, il a paru souhaitable de retirer ce convergent au cours de la phase initiale afin de permettre une observation directe de la combustion suivant une direction parallèle à l'axe du foyer, et par suite de commencer l'étude de la combustion à la pression atmosphérique [1]. Les résultats ainsi obtenus permettent une amélioration de la chambre de combustion, tant en performance (rendement de combustion) qu'en tenue du tube à flamme.

2 - FOYER A FLUX INVERSE EXPERIMENTAL

Le dessin de ce foyer, dont une demi coupe est représentée sur la figure 1, a été effectué par la Société TURBOMECA. De type annulaire, il comporte deux éléments principaux et distincts emboîtés l'un dans l'autre :

- le tube à flamme,
- et le convergent (non utilisé lors des essais à la pression atmosphérique).

Le tube à flamme est constitué par l'assemblage de trois éléments distincts (virole externe, virole interne et fond) ; différents percages assurent un partage conventionnel de l'air :

- air de combustion,
- air de dilution,
- air de refroidissement.

Les orifices d'air de combustion et d'air de dilution comportent des emboutis de rayons appropriés. Les multiperforations permettant le refroidissement de la virole externe et de la virole interne sont inclinées par rapport à la normale d'un angle égal à 60° .

La préparation du mélange combustible a été effectuée au moyen de la prévaporisation, mais des essais, non décrits ici, ont également été effectués avec des pulvérisateurs mécaniques. Un premier tube à flamme a été équipé de 8 cannes à prévaporisation en forme de T comportent chacune deux sorties dirigées vers la cime du foyer. La longueur des bres a été déterminée afin que les jets carburés rencontrent les jets d'air de combustion.

L'allumage a été obtenu à partir d'étincelles électriques à haute énergie ; dans le cas de la

prévaporisation l'allumage ne s'est révélé possible qu'en présence de pulvérisateurs auxiliaires alimentés en kérosène au moyen d'un circuit spécial. La durée d'utilisation des pulvérisateurs auxiliaires est généralement limitée à quelques secondes.

3 - BANC D'ESSAI POUR ETUDES DE FOYERS DE PETITES TURBOMACHINES

3.1 - Essais à la pression atmosphérique

Une demi coupe schématique du montage est représentée sur la figure 2 et comporte essentiellement un collecteur d'air de forme annulaire situé à l'extérieur de la chambre de combustion dont le volume est suffisant pour assurer la tranquillisation du flux. Ce collecteur est raccordé par l'intermédiaire d'un convergent à un distributeur d'air annulaire qui simule la sortie d'un compresseur centrifuge. Une chemise d'eau de forme annulaire permet d'éviter l'échauffement de la face interne du collecteur d'air au contact des produits de combustion. L'évidement central du collecteur permet l'observation ainsi que la cinématographie de la zone de combustion suivant la direction axiale de l'écoulement.

3.2 - Instrumenta de mesure

Outre les mesures de débits (air, combustible), la qualification de l'écoulement issu du foyer est effectuée du point de vue pression, température, composition chimique, au moyen de sondes, mobiles autour de l'axe du foyer, et qui peuvent décrire des cercles concentriques équidistants. Ces sondes sont équipées, soit de 5 prises de pression d'arrêt, soit de 5 thermocouples à fil nu, soit encore de 5 prises de prélèvement d'échantillons de gaz ; elles sont disposées radialement sur des mâts profilés et refroidis par circulation d'eau.

Les échantillons de gaz sont transportés au moyen de lignes chauffées jusqu'aux analyseurs et dosés d'une façon continue :

- CO₂, CO par absorption infrarouge,
- CxHy par ionisation de flamme,
- NOx par chemiluminescence.

Au cours de chaque essai, le totalité de l'écoulement annulaire est exploré en pression d'arrêt, en température et en composition chimique. Les différentes mesures sont stockées dans les mémoires d'un ordinateur et un programme de calcul approprié assure les dépouillements en temps réel.

4 - RESULTATS D'ESSAIS

Les résultats détaillés concernent l'exploration de la section de sortie du foyer, soit en températures, soit en concentration d'échantillons de gaz suivant 32 rayons de référence régulièrement espacés.

4.1 - Observation et photographie de la flamme

L'observation directe de la flamme a notamment permis d'optimiser la position longitudinale des cannes afin que la flamme occupe entièrement le fond du foyer. Un excès ou un défaut de pénétration des cannes dans la zone de combustion s'accompagnait d'une localisation de la flamme, soit au voisinage de la virole interne, soit au voisinage de la virole externe. La figure 3 représente l'aspect de la flamme après optimisation de la position longitudinale des cannes et dans le cas du régime de ralenti au niveau du sol.

4.2 - Délai d'allumage

Le délai d'allumage a été déterminé en fonction du débit d'air ainsi qu'en fonction des débits de combustible injectés au moyen des pulvérisateurs auxiliaires et des cannes à prévaporisation. A débit d'air constant, l'augmentation du débit de combustible, soit au moyen des pulvérisateurs auxiliaires, soit au moyen des cannes à prévaporisation entraîne une réduction du délai d'allumage. Pour un couple de valeurs déterminées des débits de combustible, le délai d'allumage augmente relativement peu avec le débit d'air : il peut même diminuer lorsque la valeur du débit d'air est suffisante pour assurer la pulvérisation aérodynamique dans les cannes.

A la suite de l'expérimentation effectuée, pour les conditions normales de démarrage à la pression atmosphérique (allumage au sol), il est possible de choisir des valeurs de débits de combustible pour lesquelles le délai d'allumage n'excède pas 5 secondes, indépendamment de la valeur du débit d'air.

4.3 - Répartition des températures à la sortie du foyer

Les relevés de températures d'écoulement à la sortie du foyer ont été effectués dans un plan de mesure normal à l'axe du foyer. La figure 4 permet de situer la trace D de ce plan sur un plan de coupe méridien : cette trace est repérée par rapport à l'axe de l'orifice de dilution interne au moyen de la distance d. On distingue également sur la figure 5, les positions et les numéros (1 à 5) des thermocouples distants deux à deux de 8 millimètres.

En absence du convergent, les relevés de températures ont tout d'abord été effectués dans la section terminale du tube à flamme (d = 40 mm) ce qui correspond à une longueur de dilution relativement faible par rapport à la longueur réelle en présence du convergent. Afin d'apprécier l'effet de ce convergent, le tube à flamme a été prolongé par une virole annulaire de 32 mm de longueur, équivalente au convergent du point de vue temps de séjour, ce qui a permis d'augmenter la longueur de dilution de d = 40 mm à d = 72 mm.

Afin d'illustrer les principaux résultats, on a représenté sur les figures 5 et 6 deux évolutions circonférentielles des facteurs locaux de température FLT correspondant à des longueurs de dilution de $d = 40$ mm (fig. 5) et $d = 72$ mm (fig. 6) respectivement.

Ce facteur FLT défini par :

$$FLT = \frac{T_{3i} - \bar{T}_3}{\bar{T}_3 - T_2}$$

a été déterminé aux cinq rayons r_i indiqués sur les figures. Il caractérise l'écart local de la température T_{3i} par rapport à la température moyenne \bar{T}_3 rapporté à l'accroissement moyen de la température à la traversée du foyer, $\bar{T}_3 - T_2$. Ce facteur a été déterminé dans le cas du niveau de température maximal, soit sensiblement $\bar{T}_3 = 1250$ K et pour une valeur de la température d'entrée foyer $T_2 = 633$ K.

Les courbes correspondant aux différents thermocouples peuvent être repérées par les différents traits précisés sur le schéma annexe.

Il ressort de la comparaison des deux figures que les facteurs locaux de température peuvent être réduits d'environ 50 pour cent par augmentation de la longueur de dilution ($d = 40$ mm à $d = 72$ mm), en particulier le FLTM (facteur local de température maximal) est réduit de 0,39 à 0,19.

L'effet de la longueur de dilution d sur les facteurs de température pour les différents régimes du moteur simulés peut être résumé au moyen du tableau numérique suivant :

d (mm)	N	T ₂ K	T ₃ K	FLTM	FGT	FRT
40	0,6	425	842	0,31	0,36	0,043
40	0,6	428	853	0,28	0,38	0,042
40	1	637	1233	0,37	0,38	0,052
40	1	637	1221	0,39	0,37	0,053
72	0,4	352	742	0,22	0,25	0,055
72	0,6	431	854	0,16	0,24	0,033
72	1	640	1195	0,17	0,20	0,031
72	1	632	1267	0,19	0,22	0,031

Les facteurs de températures correspondant aux trois dernières colonnes sont :

- FLTM : facteur local de température maximal

$$FLTM = \frac{T_{3M} - \bar{T}_3}{\bar{T}_3 - T_2}$$

- FGT : facteur global de température

$$FGT = \frac{\sqrt{\frac{2N}{N} \sum_{i=1}^N (T_{3i} - \bar{T}_3)^2}}{\bar{T}_3 - T_2}$$

- FRT : facteur radial de température

$$FRT = \frac{T_{3M} - \bar{T}_3}{\bar{T}_3 - T_2}$$

La réduction des facteurs de température résultant de l'augmentation de la longueur de dilution d est plus marquée dans le cas du régime maximal ($N = 1$) que dans le cas du régime de ralenti ($N = 0,6$), cette réduction est respectivement égale à :

- 53 pour cent pour le FLTM,
- 44 pour cent pour le FGT,
- 41 pour cent pour le FRT.

4.4 - Analyse des prélèvements d'échantillons de gaz à la sortie du foyer

L'analyse des échantillons de gaz prélevés à la sortie du foyer permet de connaître les fractions molaires CO_2 , CO , C_xH_y (en équivalent de CH_4), NO_x (en équivalent de NO_2). A partir de ces fractions molaires on détermine les valeurs locales du rapport de mélange combustible, des indices d'émission des polluants, du rendement enthalpique. Les relations utilisées pour effectuer les calculs sont rappelées en annexe.

a) Emissions de polluants

Les valeurs moyennes des fractions molaires X des polluants mesurées à la sortie du foyer ainsi que les indices d'émission I_e correspondants aux produits suivants :

- monoxyde de carbone,
- hydrocarbures imbrûlés, en équivalent de méthane,
- oxydes d'azote, en équivalent de dioxyde d'azote,

ont été représentées en fonction du rapport de mélange α sur les figures 7, 8 et 9.

Les courbes en trait discontinu ainsi que les points blancs correspondent aux fractions molaires X , les courbes en trait plein ainsi que les points noirs correspondent aux indices d'émission exprimés en gramme de polluant par kilogramme de combustible brûlé. Il ressort de l'examen de ces figures que :

- figure 7 : l'indice d'émission du monoxyde de carbone présente une valeur minimale qui correspond approximativement à la valeur nominale du rapport de mélange, soit $\alpha = 0,011$ ($I_{e\text{CO}} = 50 \text{ g/kg}$), dans le cas du régime de ralenti ($N = 0,6$) et $\alpha = 0,022$ ($I_{e\text{CO}} = 20 \text{ g/kg}$) dans le cas du régime maximal ($N = 1$) ;
- figure 8 : aucune trace d'hydrocarbures imbrûlés n'a pu être détectée à la sortie du foyer dans le cas du régime maximal ($N = 1$) ; dans le cas des régimes de ralenti ($N = 0,6 - N = 0,4$) les valeurs de l'indice d'émission restent toujours inférieures à 1 gramme d'hydrocarbure imbrûlé par kilogramme de combustible brûlé. (L'apparition locale d'hydrocarbures imbrûlés caractérise un injecteur partiellement bouché) ;
- figure 9 : la fraction molaire d'oxydes d'azote augmente régulièrement avec le rapport de mélange ainsi qu'avec la température de l'air à l'entrée du foyer : la valeur correspondant au régime maximal ($N = 1$) est égale à $60 \cdot 10^{-6}$.

Les valeurs de l'indice d'émission sont respectivement égales à 2,8 et 4,3 grammes de dioxyde d'azote par kilogramme de combustible dans le cas du régime de ralenti ($N = 0,6$) et dans le cas du régime maximal ($N = 1$).

b) Rendement de combustion

Les valeurs moyennes arithmétiques du rendement enthalpique déterminées à la sortie du foyer à partir des valeurs locales ont été reportées sur la figure 10 en fonction du rapport de mélange global α . Le tableau numérique situé à la partie supérieure de la figure permet de préciser les valeurs des paramètres :

- N , régime du moteur simulé,
- T_2 , température de l'air à l'entrée du foyer,
- Ω , facteur de charge aérodynamique.

Il ressort de l'examen de cette figure que les rendements correspondent au :

- régime maximal ($N = 1$) sont égaux à 0,994 et indépendants du rapport de mélange α dans le domaine d'expérimentation ;
- régime de ralenti ($N = 0,6$) présentent une valeur maximale $\eta = 0,987$ pour la valeur nominale du rapport de mélange, soit $\alpha = 0,011$;
- régime de démarrage ($N = 0,4$) sont encore voisins de $\eta = 0,980$.

Il convient de noter que les bons rendements qui figurent ci-dessus ont été obtenus lors d'une expérimentation à la pression atmosphérique, c'est-à-dire dans le cas d'une charge aérodynamique relativement forte par rapport à celle du foyer réel.

5 - CONCLUSION

Dans le cadre de la conception d'un foyer à flux inversé pour petites turbomachines une première phase d'étude à la pression atmosphérique, sans convergent de retour, afin de visualiser aisément la zone de combustion et de supprimer les imperfections mises en évidence au cours des premiers essais, a été effectuée.

Cette étude a montré que l'emploi de cannes à prévaporisation permettait l'obtention de performances correctes dans un large domaine de variation des paramètres étudiés, tout particulièrement du point de vue :

- répartition des températures à la sortie du foyer,
- émission des polluants,
- rendement de combustion.

Les difficultés rencontrées lors de l'allumage en présence d'air froid ont pu être surmontées grâce à des pulvérisations auxiliaires.

Il faut cependant remarquer que l'étude effectuée à la pression atmosphérique n'a pas permis de juger de la résistance thermo-mécanique du foyer ainsi que l'efficacité du refroidissement par multi-perforations, aucun problème n'étant apparu à la pression ambiante.

REFERENCES

-]1[- MESTRE A. et LAGAIN G.
Foyer à flux inversé pour petites turbomachines. ATMA (Association Technique Maritime et Aéro-nautique), Paris 1983.

ANNEXE : Définition des paramètres caractérisant les performances des foyers.

La formulation suivante des résultats d'analyse de gaz est utilisée conjointement par les Sociétés TURBOMECA et SNECMA ainsi que par le CEPr (Centre d'Essais des Propulseurs de Saclay).

A partir des fractions molaires

XCO_2 , XCO , XC_xH_y en équivalent de CH_4 ,

XNO , XNO_x en équivalent de NO_2 ,

on détermine successivement :

1 - Rapport de mélange

$$\alpha = \frac{XCO_2 + XCO + XC_xH_y - 29.10^{-5}}{2,078 + XCO_2 - 0,038 XCO - XC_xH_y}$$

2 - Polluants : indice d'émission

$$I_{eCO} = \frac{28}{29} XCO \frac{1 + \alpha}{\alpha} 10^3$$

$$I_{eC_xH_y} = \frac{16}{29} XC_xH_y \frac{1 + \alpha}{\alpha} 10^3$$

$$I_{eNO} = \frac{30}{29} XNO \frac{1 + \alpha}{\alpha} 10^3$$

$$I_{eNO_x} = \frac{46}{29} XNO_x \frac{1 + \alpha}{\alpha} 10^3$$

3 - Rendement enthalpique

Avec :

$$\eta = 1 - 10^{-2} (AI_{eCO} + BI_{eC_xH_y} + CI_{eNO_x})$$

$$A = 0,0234 + 3.10^{-6} \frac{T_2}{2}$$

$$B = 0,1148 + 7,5.10^{-6} \frac{T_2}{2} + 1,5.10^{-8} \left(\frac{T_2}{2}\right)^2$$

$$C = 0,00481 + 0,5.10^{-6} \frac{T_2}{2}$$

T_2 désignant la température en degrés Celsius de l'air à l'entrée du foyer.

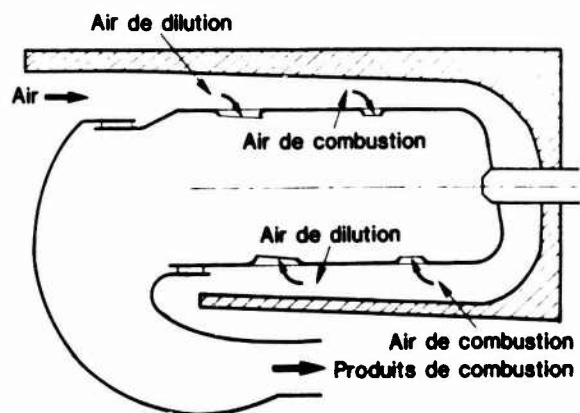
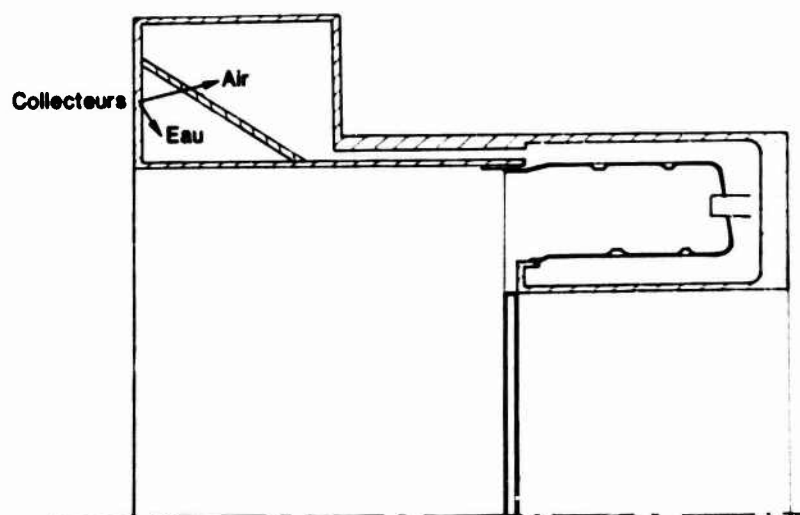
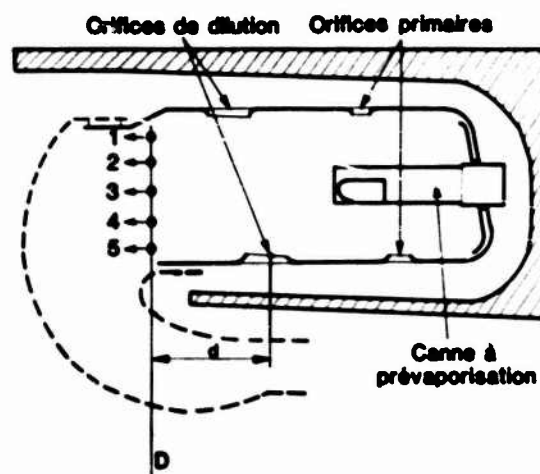


Fig. 1 - Foyer à flux inverse.

Plan de coupe montrant les orifices d'air
de combustion et de dilution

Fig. 2 - Montage pour essais à
la pression atmosphérique.Fig. 3 - Régime de ralenti (régime moteur
équivalent $N/N_M = 0,6$).

Convergent assurant le retour des
gaz dans la direction axiale

Fig. 4 - Position des thermocouples
à la sortie du foyer.

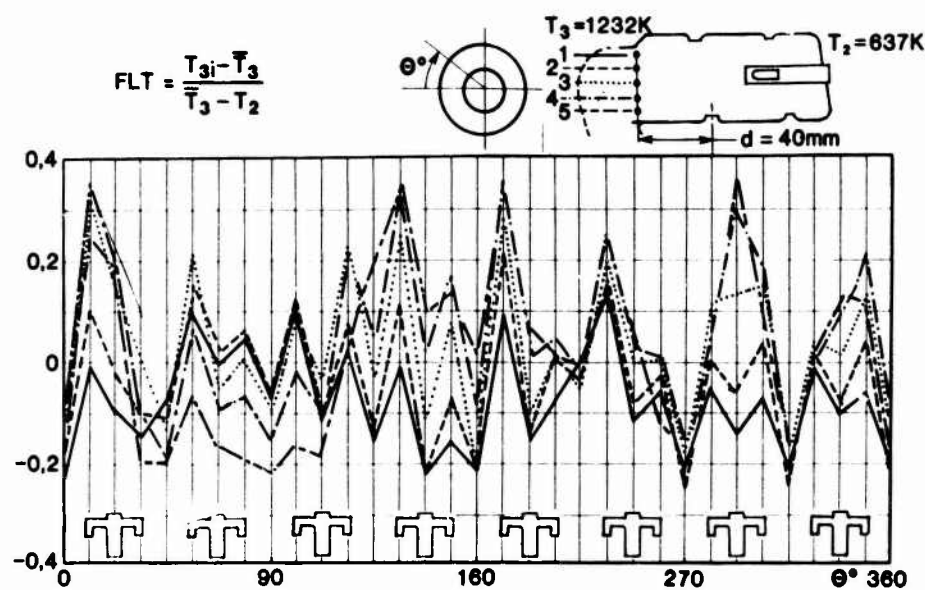


Fig. 5 - Répartition circconférentielle des facteurs locaux de température.

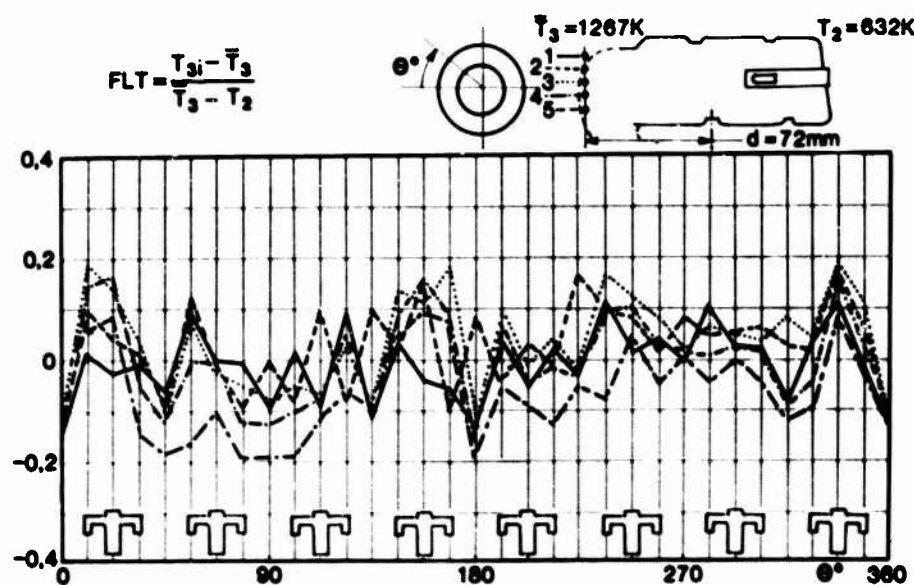


Fig. 6 - Répartition circconférentielle des facteurs locaux de température.

IeCO	XCO	N	T ₂ K	Ω
♦	◊	1	630	7,5
▲	△	0,6	430	20
●	○	0,4	350	28

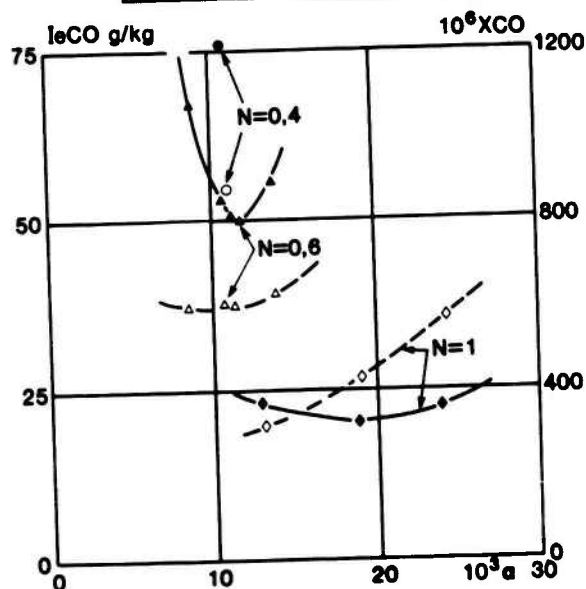


Fig. 7 - Emission de CO en fonction de la richesse.

IeC _x H _y	XC _x H _y	N	T ₂ K	Ω
♦	◊	1	630	7,5
▲	△	0,6	430	20
●	○	0,4	350	28

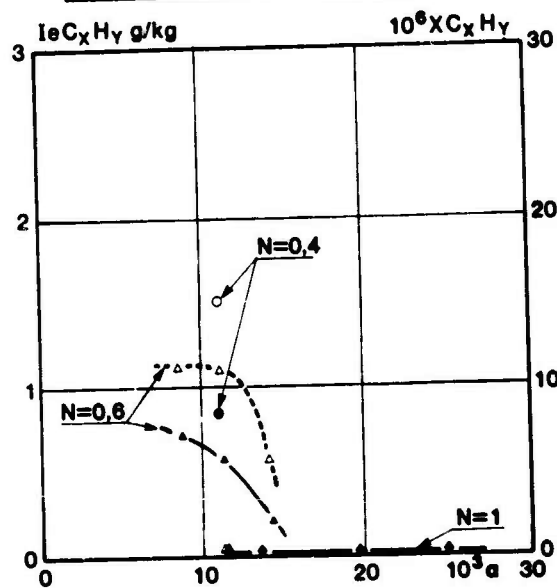


Fig. 8 - Emission de C_xH_y (équivalent CH₄) en fonction de la richesse.

IeNO _x	XNO _x	N	T ₂ K	Ω
♦	◊	1	630	7,5
▲	△	0,6	430	20
●	○	0,4	350	28

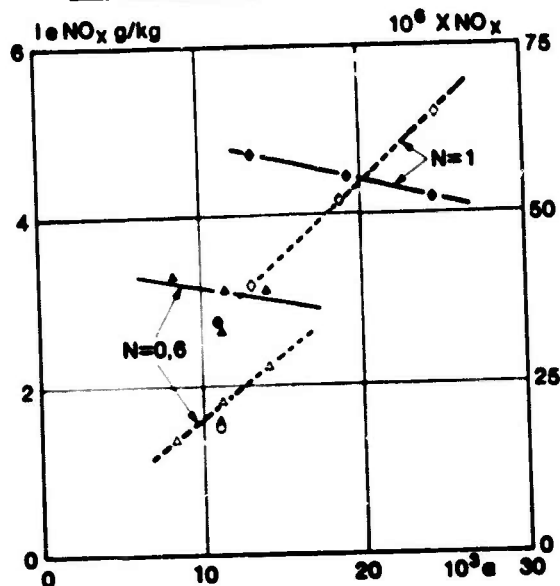


Fig. 9 - Emission de NO_x en fonction de la richesse.

η	N	T ₂ K	Ω
♦	1	630	7,5
▲	0,6	430	20
●	0,4	350	28

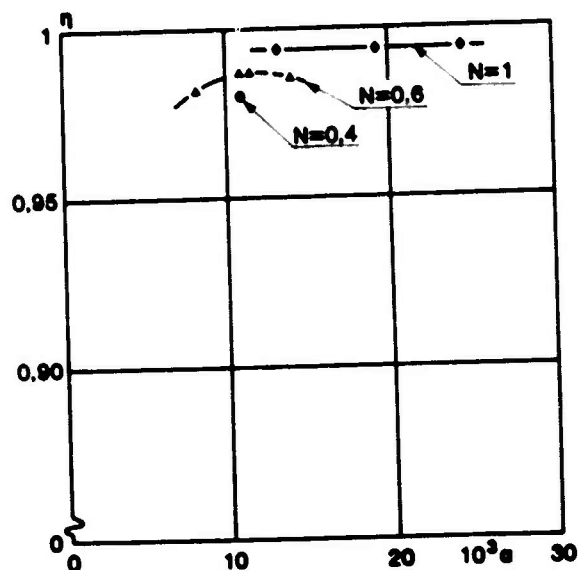


Fig. 10 - Rendement enthalpique en fonction de la richesse.

DISCUSSION

G. Winterfeld, Ge

The radial temperature distribution was measured without the elbow part of the reverse flow combustor. Can you comment on the influence of that bend on the radial temperature distribution at the entrance of the nozzle guide vanes?

Réponse d'Auteur

A la sortie du tube à flamme, le profil radial moyen de température est relativement plat. La nécessité de refroidir le convergent au moyen de films d'air permet d'obtenir à l'entrée du distributeur de turbine un profil radial moyen plus accentué, conforme à celui souhaité pour les aubes mobiles de la turbine.

B. Simon, Ge

For ignition, air temperature is very important. What was the air temperature during your ignition tests?

Réponse d'Auteur

Au cours des essais d'allumage, la température de l'air était voisine de 245 K; le kérosène était également injecté à la même température.